



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO**  
**INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# **POJEZDOVÝ MECHANISMUS JEŘÁBOVÉ KOČKY** **NOSNOST 25 T**

TRAVELING MECHANISM OF CRANE TROLLEY CAPACITY 25 TONS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**FILIP BARTUŠEK**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**ING. PŘEMYSL POKORNÝ, PH.D.**

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Filip Bartušek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Pojezdový mechanismus jeřábové kočky nosnost 25 t**

v anglickém jazyce:

### **Traveling Mechanism of Crane Trolley Capacity 25 tons**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh pojezdového mechanismu jeřábové kočky mostového jeřábu. Základní technické parametry:

nosnost kočky            25000 kg

pojezdová rychlost    20 m/min

klasifikace mechanismu M4 dle ČSN ISO 4301/1

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975
4. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem pojezdového mechanismu kočky dílenského mostového jeřábu o jmenovité nosnosti 25 000 kg. Práce obsahuje vypracovanou jednu konkrétní variantu mechanismu pojezdu, jedná se o elektrický pohon s dvěma převodovými motory. Výstupem této práce je technická dokumentace, která obsahuje koncepci daného řešení, návrh komponent pohonu (motor, převodovka, brzda) a výpočty vybraných součástí (pojezdová kola, hřídele, ložiska), a výkresová dokumentace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

mostový jeřáb, jeřábová kočka, pojezdový mechanismus, elektrický pohon

## ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the design of trolley traverse mechanism of workshop overhead crane with rated capacity 25 000 kg. This work contains one particular variant of traverse mechanism, it is an electric drive with two gear motors. The outcome of this thesis is the technical documentation, which includes the solution concept, design of the drive components (motor, gearbox, brake) and calculations of selected components (travelling wheels, shafts, bearings), and drawing documentation.

## KEYWORDS

overhead crane, crane trolley, traverse mechanism, electric drive



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BARTUŠEK, F. *Pojezdový mechanismus jeřábové kočky nosnost 25 t*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2014

.....

Filip Bartušek



## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za jeho informace, cenné rady a připomínky během psaní této práce.



## OBSAH

Úvod .....	9
1 Shrnutí zadání .....	10
2 Cíle práce .....	11
3 Koncepce řešení .....	12
4 Výpočty .....	14
4.1 Pojezdová kola .....	14
4.1.1 Zatížení pojezdových kol .....	14
4.1.2 Výpočet a kontrola průměru kola .....	15
4.2 Výpočet pohonu mechanismu pojezdu .....	17
4.2.1 Návrh motorů .....	17
4.2.2 Návrh převodovky .....	18
4.2.3 Kontrola motorů .....	19
4.2.4 Návrh brzdy .....	22
4.3 Hnací hřídel .....	25
4.3.1 Rozbor zatížení hřídele .....	25
4.3.2 Statické namáhání .....	28
4.3.3 Dynamické namáhání .....	30
4.4 Osa hnaného kola .....	38
4.5 Návrh a kontrola ložisek .....	39
4.5.1 Dynamická únosnost ložiska .....	39
4.5.2 Statická únosnost ložiska .....	40
4.6 Kontrola těsného pera .....	41
4.6.1 Pero převodovky .....	41
4.6.2 Pero pojezdového kola .....	42
Závěr .....	43
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	45
Seznam příloh .....	49





## ÚVOD

Jeřáby jsou zdvihací zařízení, která umožňují přemísťování břemen ve směru svislém a vodorovném v daném prostoru jejich rozsahu. Jejich uplatnění je velmi široké a lze je využít v mnoha průmyslových odvětvích, jako je strojírenský, stavební či hutnický průmysl.

Mostové jeřáby patří v praxi mezi nejrozšířenější zdvihací zařízení. Jejich název vyplývá z nosné ocelové konstrukce, kterou tvoří jeřábový most. Ten pojíždí po vyvýšené jeřábové dráze (např. po kolejnicích pod stropem haly). Po mostě se pohybuje v příčném směru jeřábová kočka, která slouží k uchopování a zdvihání břemen.

Dle konstrukce rozlišujeme mostové jeřáby na jednonosníkové a vícenosníkové, přičemž první z uvedených typů se využívá převážně pro nízkou a velmi nízkou nosnost (přibližně do 16 tun). Dvou a vícenosníkové jeřáby jsou vyráběny pro vyšší a vysoké nosnosti (až stovky tun), dosahují lepší pevnosti, umožňují vyšší jezdové rychlosti a dovolují větší rozpětí oproti jeřábům jednonosníkovým.

Co se týká mechanismu jezdu jeřábové kočky, bývá pohon buď centrální, nebo několikamotorový. Při centrálním pohonu jsou kola poháněna jedním motorem s převodovkou přes průběžný hřídel. V dnešní době je však rozšířenější druhý uvedený způsob, kdy každé hnací kolo má vlastní motor s převodovkou. Otáčky motorů jsou pak nejčastěji řízeny frekvenčními měniči zajišťující klidný rozběh motoru a plynulou regulaci otáček v celém regulačním rozsahu.

Navržené zařízení musí být zejména schopno dosáhnout požadovaného výkonu se zaručením provozní spolehlivosti, především bezpečnosti při práci. Tyto požadavky musí být splněny za všech okolností. Poté následuje hospodárnost provozu zařízení, kam můžeme zahrnout i snadnou a rychlou údržbu.



# 1 SHRNUTÍ ZADÁNÍ

## ZADANÉ PARAMETRY

nosnost kočky	25 000 kg
pojezdová rychlost	$20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,333 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
klasifikace mechanismu	M4 dle ČSN ISO 4301/1

## DOPLŇUJÍCÍ ÚDAJE

### Účel a použití jeřábu:

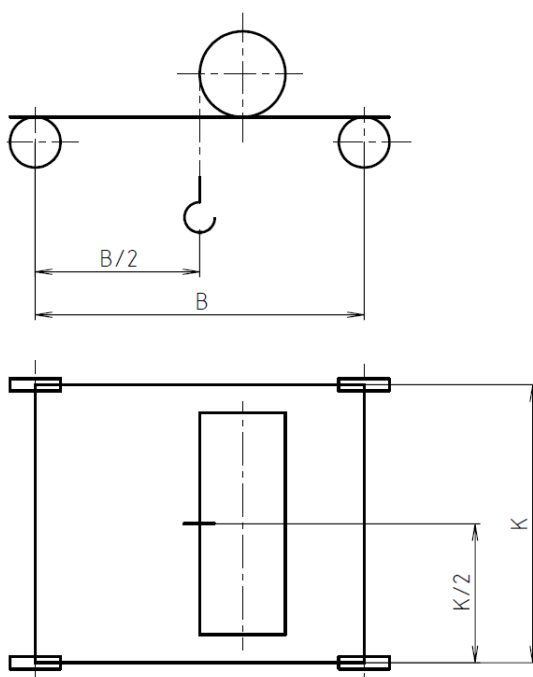
Jeřáb bude pracovat v uzavřené hale během manipulace při montážích, opravách a údržbě. Půjde o dílenský mostový jeřáb s hákem pro přemísťování břemen do hmotnosti 25 tun, s využitím převážně pro transport břemen střední nosnosti jeřábu, s příležitostným plným zatížením.

### Klasifikace mechanismu dle normy ČSN ISO 4301/1:

klasifikace mechanismu	M4
stav zatěžování	L2 (střední)
třída využívání	T4 = 3 200 hod (pravidelné lehké využívání)

### Schéma a rozměry jeřábové kočky:

rozvor	$B = 2\,600 \text{ mm}$
rozchod	$K = 2\,200 \text{ mm}$



Obr. 1 Schéma jeřábové kočky



## 2 CÍLE PRÁCE

Při konstrukčním návrhu pojezdového mechanismu jeřábové kočky je nutné, aby konečné řešení odpovídalo vstupním požadavkům a zařízení bylo schopno pracovat v daných provozních podmínkách po celou dobu své navrhované životnosti.

Hlavními body této práce bude:

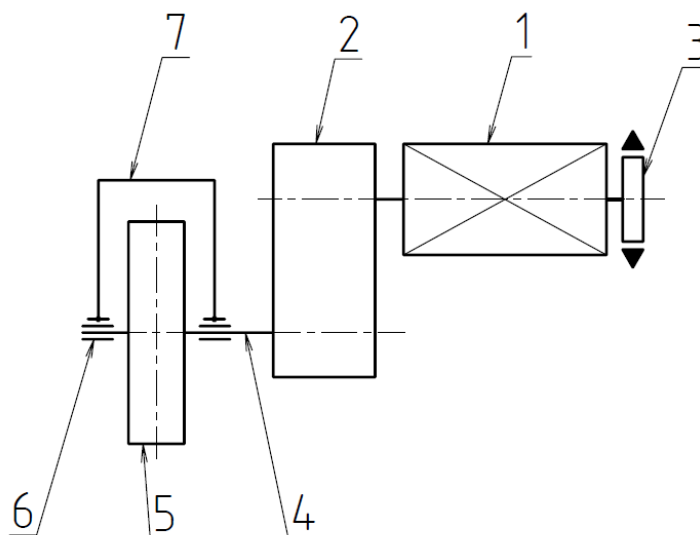
- zvolení celkového konceptu mechanismu pojezdu
- pohon jeřábové kočky - návrh motoru, brzdy a převodovky
- pevnostní a kontrolní výpočty - pojezdová kola, hřídele, ložiska, pera
- návrh konstrukce rámu kočky - typ konstrukce, tvar a rozměry rámu, materiál
- výkresová dokumentace - výkresy sestavení

### 3 KONCEPCE ŘEŠENÍ

Vzhledem k požadované celkové nosnosti bude jeřáb dvounosníkový, skříňové konstrukce. Rovněž jeřábová kočka bude konstrukce skříňového typu. Rám tedy bude svařenec z široké oceli válcované zatepla ČSN 42 5310 z materiálu S235JR (11 375) vhodného pro statické i dynamické namáhání a se zaručenou svařitelností.

Jeřábová kočka bude pojíždět na čtyřech kolech po kolejnicích umístěných na příčnicích jeřábového mostu. Normalizované kolejnice ČSN 42 5678 typu JK s plochou hlavou jsou dostupné např. od společnosti Feron, a.s. Kola budou vyrobená z oceli na odlitky ČSN 42 2661.1 s válcovým povrchem valivé plochy opatřená dvěma nákolky po obvodě (k zachycení bočních sil a zabránění vykolejení).

Pohon jeřábové kočky bude elektrický, vícemotorový, přičemž poháněná budou dvě protilehlá kola. Pohyb budou zajišťovat dva elektromotory, každý na jedné straně. Z motoru (1) se bude přenášet krouticí moment přes převodovku (2) nasazenou na hnací hřídel (4). Ta bude uložena v dvouřadých soudečkových ložiskách (6) nalisovaných do rohových ložiskových domečků přišroubovaných k rámu (7). Hnací síla z hřídele bude přenášena na kolo pomocí těsného pera.



Obr. 2 Schéma pojezdového mechanismu: 1 - motor, 2 - převodovka, 3 - brzda, 4 - hnací hřídel, 5 - pojezdové kolo, 6 - ložisko, 7 - rám

Zbýlá dvě kola budou uložena na hnané ose obdobným způsobem jako kola hnací, tedy v soudečkových ložiskách nalisovaných do rohových ložiskových domečků.

Pro pohon jeřábových koček se používají třífázové asynchronní motory řízené frekvenčními měniči. Motory bývají většinou vybaveny integrovanou brzdou s požadovaným brzdícím momentem. Převodovky se vyrábí nejrůznějších typů s rozsáhlým výběrem celkového převodového stupně. U této konstrukční úlohy bude použit převodový motor od firmy SEW, která nabízí motory s širokou škálou výkonů včetně zabudované kotoučové brzdy. K motoru bude připojena plochá čelní převodovka s výstupními otáčkami pro požadovanou pojížděcí rychlost. Výstupní dutá hřídel bude spojena s hnací hřídelí pomocí



těsného pera. Výhodou tohoto typu převodovky jsou schopnost přenášet velké radiální síly a její příznivé rozměry.

Hnací hřídele a hnané osy budou vyrobeny z konstrukční oceli E335 (11 600) vhodné jak pro statické tak i dynamické namáhání. Polotovarem bude ocelová kruhová tyč válcovaná za tepla ČSN 42 5551.

Dvouřadá soudečková ložiska jsou volena z důvodu jejich schopnosti přenášet velké radiální síly - od zatížení pojezdových kol, i axiální síly v obou směrech - vzniklé od pohybů jeřábového mostu a od příčení jeřábové kočky. Navíc díky své naklopitelnosti dokážou vyrovnávat průhyby hřídele. Tento typ ložisek poskytuje např. firma SKF, která nabízí velký výběr co se týká rozměrů, tak i hodnot únosnosti.



## 4 VÝPOČTY

Tato kapitola je rozdělena do 6 základních částí, které jsou zaměřeny na:

- návrh pojezdových kol
- návrh pohonu
- výpočet rozměrů hnací hřídele
- výpočet rozměrů osy hnaného kola
- kontrolu ložisek
- kontrolu těsných per

### 4.1 POJEZDOVÁ KOLA

#### 4.1.1 ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola jsou namáhána jak tíhou břemene, tak vlastní tíhou konstrukce jeřábové kočky. Nosnost je ze zadání stanovena na  $m_G = 25\,000\text{ kg}$ , hmotnost konstrukce je zvolena  $m_Q = 7\,500\text{ kg}$  na základě hmotnosti koček podobných parametrů uvedených v [6]. Vzhledem k tomu, že při rozjezdech a dojezdech bude docházet k rozhoupávání břemene, zatížení pojezdových kol se bude měnit v závislosti na poloze břemene. Navíc vlivem výrobních nepřesností a nerovností dráhy, po které kočka pojíždí, se dá předpokládat rozložení tíhy břemene pouze na tři kola. Nejvíce zatížené kolo pak může přenášet až přes 50 % celkové tíhy břemene. Rozložení tíhy konstrukce na kola je předpokládáno rovnoměrné.

V provozu bude jeřáb pracovat převážně s břemeny lehčími, než je zadaná nosnost. Zatížení kola se dá přibližně určit pomocí vzorce pro ekvivalentní zatížení dle [2] str. 68, které vychází z maximální a minimální síly působící na kolo.

**Maximální zatížení kola:**

$$F_{k\max} = 0,55 \cdot m_G \cdot g + \frac{m_Q}{n_c} \cdot g \quad (1)$$

$$F_{k\max} = 0,55 \cdot 25\,000 \cdot 9,81 + \frac{7\,500}{4} \cdot 9,81 = 153\,281,25$$

$$F_{k\max} = 153\,281\text{ N}$$

kde:  $m_G$  [kg] nosnost jeřábové kočky  
 $m_Q$  [kg] hmotnost jeřábové kočky - voleno  $m_Q = 7\,500\text{ kg}$   
 $g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] tíhové zrychlení -  $g = 9,81\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$   
 $n_c$  [1] celkový počet pojížděcích kol

**Minimální zatížení kola:**

$$F_{k\min} = 0,55 \cdot m_{G\min} \cdot g + \frac{m_Q \cdot g}{n_c} \quad (2)$$

$$F_{k\min} = 0,55 \cdot 1\,000 \cdot 9,81 + \frac{7\,500 \cdot 9,81}{4} = 23\,789,25$$



$$F_{k \min} = 23\,789 \text{ N}$$

kde:  $m_{G \min}$  [kg] minimální hmotnost břemena - voleno  $m_{G \min} = 1\,000 \text{ kg}$

**Ekvivalentní zatížení kola:**

$$F_{ekv} = \frac{F_{k \min} + 2 \cdot F_{k \max}}{3} \quad (3)$$

$$F_{ekv} = \frac{23\,789 + 2 \cdot 153\,281}{3} = 110\,117$$

$$F_{ekv} = 110\,117 \text{ N}$$

Z hlediska pozdější kontroly hnací hřídele je významné také zatížení při zkoušce stability dle ČSN 27 0142, kdy zkušební břemeno má hmotnost 125 % nosnosti jeřábu.

**Zatížení kola při statické zkoušce:**

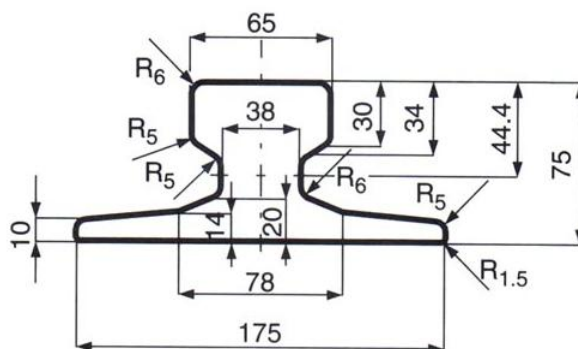
$$F_{k \text{ stat}} = 0,55 \cdot 1,25 \cdot m_G \cdot g + \frac{m_Q}{n_c} \cdot g \quad (4)$$

$$F_{k \text{ stat}} = 0,55 \cdot 1,25 \cdot 25\,000 \cdot 9,81 + \frac{7\,500}{4} \cdot 9,81 = 187\,003,125$$

$$F_{k \text{ stat}} = 187\,003 \text{ N}$$

#### 4.1.2 VÝPOČET A KONTROLA PRŮMĚRU KOLA

Průměr kola se určí na základě jeho únosnosti a následně se zkontroluje maximální kontaktní tlak v dotykových plochách podle Hertzovy teorie pro přímkový dotyk. Výpočet je proveden dle [1] str. 105. Jeřábová kočka bude pojíždět po kolejnicích JK 65, ČSN 42 5678 s rozměry uvedenými na obr. 3.



Obr. 3 Kolejnice JK 65 [11]



### Minimální průměr pojezdového kola:

$$F_{ekv} = D_{k \min} \cdot b' \cdot k \cdot \frac{f_n}{f_L} \Rightarrow \quad (5)$$

$$\Rightarrow D_{k \min} = \frac{F_{ekv} \cdot f_L}{b' \cdot k \cdot f_n}$$

$$D_{k \min} = \frac{110\,117 \cdot 1,82}{53 \cdot 9 \cdot 1,28} = 328,244$$

$$D_{k \min} = 328 \text{ mm}$$

kde:  $b'$  [mm] účinná šířka kolejnice, dle [1] str. 106, tab. 2.5,  $b' = 53 \text{ mm}$   
 $k$  [1] součinitel tvrdosti materiálu, dle [1] str. 106, tab. 2.6,  $k = 9$   
 $f_n$  [1] součinitel frekvence otáčení, dle [1] str. 106, tab. 2.8,  $f_n = 1,28$   
 $f_L$  [1] součinitel využití kola, dle [1] str. 106, tab. 2.7,  $f_L = 1,82$

Na základě rozměrů průměrů pojezdových kol uvedených v literatuře [6] str. 192, zvolen nejbližší vyšší a to  $D_k = 400 \text{ mm}$ .

### Maximální kontaktní tlak:

$$p_{max} = 0,192 \cdot \sqrt{\frac{F_{ekv}}{R_k \cdot b'}} \quad (6)$$

$$p_{max} = 0,192 \cdot \sqrt{\frac{110\,117}{0,2 \cdot 0,053}} = 618,836$$

$$p_{max} = 619 \text{ MPa}$$

kde:  $R_k$  [m] poloměr pojezdového kola,  $R_k = 0,2 \text{ m}$

### Dovolený kontaktní tlak pro přímkový dotyk:

$$p_{DOV} = 0,35 \cdot HB \quad (7)$$

$$p_{DOV} = 0,35 \cdot 1800 = 630$$

$$p_{DOV} = 630 \text{ MPa}$$

kde:  $HB$  [m] tvrdost materiálu, dle [1] str. 105,  $HB = 1\,800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$



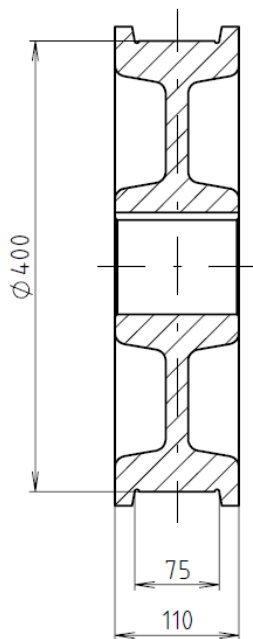


**Podmínka bezpečné pevnosti a dostatečné životnosti:**

$$p_{\max} \leq p_{\text{DOV}} \quad (8)$$

$$619 \text{ MPa} \leq 630 \text{ MPa}$$

Podmínka maximálního dovoleného tlaku splněna, zvolený průměr pojízďecího kola je vyhovující.



*Obr. 4 Pojezdové kolo jeřábové kočky*

## 4.2 VÝPOČET POHONU MECHANISMU POJEZDU

Jak již bylo na začátku práce zmíněno, jeřábová kočka bude k pohonu využívat dva elektromotory. Pohon musí mít dostatečný výkon pro přemísťování břemene požadovanou pojezdovou rychlostí, kdy motor překonává pasivní odpory, ale také dostatečný krouticí moment k urychlení všech setrvačných hmot při rozjezdu na požadovanou rychlost.

### 4.2.1 NÁVRH MOTORŮ

Potřebný výkon motorů je spočítán na základě lit. [2] str. 86. K určení výkonu motorů je nezbytné vypočítat tažnou sílu překonávající pasivní odpory (valivé a čepové tření, tření náloží o kolejnice a další).

**Tažná síla motorů:**

$$T = (m_Q + m_G) \cdot g \cdot \frac{e + f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{R_k} \cdot \kappa \quad (9)$$

$$T = (25\,000 + 7\,500) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,6 + 0,014 \cdot 42,5}{200} \cdot 2,5 = 4\,762,448$$

$$T = 4\,762 \text{ N}$$

kde:  $e$  [mm] rameno valivého odporu, dle [2] str. 86,  $e = 0,6$  mm  
 $f_{\check{c}}$  [1] součinitel čepového tření, dle [2] str. 86, pro valivá ložiska  $f_{\check{c}} = 0,014$   
 $r_{\check{c}}$  [mm] poloměr čepu, předběžně voleno  $r_{\check{c}} = 42,5$  mm  
 $\kappa$  [1] součinitel zahrnující ostatní jízdní odpory, dle [2] str. 86,  $\kappa = 2,5$

**Výkon hnacích elektromotorů:**

$$P = \frac{T \cdot v_p}{\eta_c} \quad (10)$$

$$P = \frac{4\,762 \cdot 0,333}{0,95} = 1\,670,877$$

$$P = 1\,671 \text{ W}$$

kde:  $v_p$  [m·s<sup>-1</sup>] rychlost pojezdu  
 $\eta_c$  [1] celková mechanická účinnost

Z produktů nabízených od firmy SEW volím dva stejné elektromotory typu DRP 100L 6 (splňující požadavky vysoké účinnosti IE3) s následujícími parametry:

jmenovitý výkon:  $P_n = 1,1 \text{ kW}$   
jmenovitý moment:  $M_n = 11,1 \text{ N·m}$   
jmenovité otáčky:  $n_n = 15,833 \cdot \text{s}^{-1} (= 950 \cdot \text{min}^{-1})$   
hmotnost motoru:  $m_M = 34,9 \text{ kg}$   
moment setrvačnosti motoru:  $I = 73,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg·m}^2$

**4.2.2 NÁVRH PŘEVODOVKY**

Přibližný převod se spočítá na základě požadované rychlosti a jmenovitých otáček motoru a poté se vybere konkrétní převodovka s odpovídajícím celkovým převodem. Dovolena odchylka výstupních otáček od požadovaných otáček je  $\pm 6\%$ , [2].



**Otáčky pojižděcího kola:**

$$v_p = \pi \cdot D_k \cdot n_k' \Rightarrow \quad (11)$$

$$\Rightarrow n_k' = \frac{v_p}{\pi \cdot D_k}$$

$$n_k' = \frac{0,333}{\pi \cdot 0,4} = 0,2652$$

$$n_k' = 0,265 \cdot \text{s}^{-1}$$

**Předběžný celkový převod:**

$$i' = \frac{n_n}{n_k'} \quad (12)$$

$$i' = \frac{15,833}{0,265} = 59,747$$

$$i' = 59,75$$

Vypočteným hodnotám nejlépe odpovídá plochá čelní převodovka s označením FA77, která má následující parametry:

převodový poměr:	$i = 58,32$
výstupní otáčky:	$n_k = 0,266 \cdot \text{s}^{-1} (= 16 \cdot \text{min}^{-1})$
průměr náboje:	$d_p = 50 \text{ mm}$
hmotnost převodovky:	$m_P = 48,7 \text{ kg}$

#### 4.2.3 KONTROLA MOTORŮ

Motor v době rozběhu musí překonávat moment pasivních odporů a setrvačné momenty všech pohyblivých částí. Tento **rozběhový moment** získáme ze vzorce v [1] str. 139:

$$M_{roz b} = (M_T + M_V) \cdot \delta + M_m + M_{sP} + M_{sR} \quad (13)$$

jehož jednotlivé členy se určí následovně:

**Moment pasivních odporů:**

$$M_T = T \cdot \frac{R_k}{i \cdot \eta_c} \quad (14)$$



$$M_T = 4\,762 \cdot \frac{0,2}{58,32 \cdot 0,95} = 17,19$$

$$M_T = 17,19 \text{ Nm}$$

Moment od síly větru  $M_V$  nebude uvažován, neboť jeřáb bude pracovat v uzavřené hale. Stejně tak ve vzorci odpadne moment síly od hmotnosti zatíženého jeřábu na nakloněné rovině  $M_m$ , protože kolejnice po nichž pojíždí jeřábová kočka jsou vodorovné. Součinitel kombinace pasivních odporů a tlaku větru  $\delta$  má v tomto případě hodnotu 1.

#### Moment setrvačných sil posuvných hmot:

$$M_{sP} = F_{sP} \cdot \frac{R_k}{i \cdot \eta_c} \quad (15)$$

$$M_{sP} = 4\,333 \cdot \frac{0,2}{58,32 \cdot 0,95} = 15,641$$

$$M_{sP} = 15,64 \text{ Nm}$$

kde:  $F_{sP}$  [N] setrvačná síla posuvných hmot

$$F_{sP} = (m_Q + m_G) \cdot \frac{v_p}{t_a} \quad (16)$$

$$F_{sP} = (25\,000 + 7\,500) \cdot \frac{0,333}{2,5} = 4\,333,333$$

$$F_{sP} = 4\,333 \text{ N}$$

$t_a$  [s] doba rozběhu, volena přibližně dle [1] str. 140, tab. 2.20 -  $t_a = 2,5 \text{ s}$

#### Moment setrvačných sil rotujících hmot:

$$M_{sR} = \alpha \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_n}{t_a} \quad (17)$$

$$M_{sR} = 1,1 \cdot 73,8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 15,833}{2,5} = 0,323$$

$$M_{sR} = 0,32 \text{ Nm}$$

kde:  $\alpha$  [1] součinitel vyjadřující vliv dalších rotujících hmotností kromě motoru, dle [1] str. 140 -  $\alpha = 1,1$

$I$  [kg·m<sup>2</sup>] hmotný moment setrvačnosti rotoru, dle [14] -  $I = 73,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg·m}^2$



**Rozběhový moment jednoho motoru** vypočítáme na základě vzorce (13) poděleným celkovým počtem hnacích motorů:

$$M_{roz} = \frac{(M_T + M_V) \cdot \delta + M_m + M_{sP} + M_{sR}}{2} \quad (18)$$

$$M_{roz} = \frac{(17,19 + 0) \cdot 1 + 0 + 15,64 + 0,32}{2} = 16,575$$

$$M_{roz} = 16,58 \text{ Nm}$$

Při rozběhu může být motor krátkodobě zatížen větším momentem, než je jeho jmenovitý, na základě zatěžovatele  $\varepsilon$ . Ten je závislý na druhu jeřábu a účelu motoru. Dle tab. 2.16 v [1] str. 128 je zatěžovatel pro mostové a portálové jeřáby s hákem u pojezdu jeřábových koček roven hodnotě  $\varepsilon = 25 \%$ . Tomu odpovídá součinitel  $\kappa = 1,6$ .

Celkový rozběhový moment musí být menší, než je spouštěcí moment motoru  $M_{sp}$ , proto musí být splněna následující podmínka.

**Momentová přetížitelnost motoru:**

$$M_{roz} \leq M_{sp} = \kappa \cdot M_n \quad (19)$$

$$16,58 \leq 1,6 \cdot 11,1$$

$$16,58 \text{ Nm} \leq 17,76 \text{ Nm}$$

Výše uvedená nerovnice platí.

Poslední kontrolou je porovnání adhezní tíhy jeřábové kočky s tažnou silou motorů. Aby nedošlo k prokluzu kol, musí dle [1] str. 140 platit nerovnost (20).

**Kontrola adhezní tíhy kočky:**

$$\sum K_{adh} \cdot f \geq T + F_V + F_{sP} + F_{sR} \quad (20)$$

$$\frac{(m_Q + m_G)}{i_H} \cdot g \cdot f \geq T + F_V + F_{sP} + \alpha \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_n \cdot i \cdot \eta_c}{t_a \cdot R_k}$$

$$\frac{(32\,500)}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,15 \geq 4\,762 + 0 + 4\,333 + 1,1 \cdot 73,8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 15,833 \cdot 58,32 \cdot 0,95}{2,5 \cdot 0,2}$$

$$23\,912 \text{ N} \geq 9\,184 \text{ N}$$



kde: $\Sigma K_{adh}$	[N]	součet tlaků všech hnacích pojezdových kol
$i_H$	[1]	poměr všech pojezdových kol k počtu hnacích kol
$f$	[1]	součinitel tření, dle [1] str. 140 - pro jeřáby v budovách $f = 0,15$
$F_V$	[N]	síla větru, $F_V = 0$ N

I tato nerovnice platí, takže zvolené motory s označením DRP 100L 6 vyhovují vstupním požadavkům, jsou tedy schopny vyvinout potřebný výkon pro požadovanou pojezdovou rychlost, mají dostatečný točivý moment k překonání všech pasivních i setrvačných odporů při rozjezdu a adhezni tíha jeřábové kočky je dostačující, takže nehrozí proklouznutí hnacích kol.

#### 4.2.4 NÁVRH BRZDY

Pro zastavení jeřábové kočky se určí **velikost brzdného momentu** dle [1] str. 141:

$$M_b = M_{sP} \pm M_v - M_T + M_{sR} \quad (21)$$

$$M_b = (F_{sPb} \pm F_v - T) \cdot \frac{R_k \cdot \eta_c}{i} + \alpha' \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_n}{t_b}$$

kde: $F_{sPb}$	[N]	setrvačná síla posuvných hmot při brzdění
$\alpha'$	[1]	součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot
$t_b$	[s]	doba brzdění

Před výpočtem brzdného momentu je nutné zvolit dobu brzdění  $t_b$ , která leží mezi hodnotami  $t_{b \min}$  (při níž může dojít ke smýkání brzděných pojezdových kol) a  $t_{b \max}$  (doba, za kterou by jeřábová kočka zastavila bez brzdění vlivem pasivních odporů).

**Minimální doba brzdění** dle [1] str. 141:

$$\sum K_{adh} \cdot f' + T' = \alpha' \cdot \frac{(m_G + m_Q) \cdot v_p}{t_{b \min}} \quad (22)$$

$$\Rightarrow t_{b \min} = \frac{\alpha' \cdot (m_G + m_Q) \cdot v_p}{\sum K_{adh} \cdot f' + T'}$$

$$t_{b \min} = \frac{1,2 \cdot (25\,000 + 7\,500) \cdot 0,333}{159\,413 \cdot 0,14 + 2\,381} = 0,526$$

$$t_{b \min} = 0,53 \text{ s}$$

kde: $\alpha'$	[1]	součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot, dle [1] str. 141 - $\alpha' = 1,2$
$f'$	[1]	součinitel kluzného tření, dle [1] str. 141 - $f' = 0,14$
$T'$	[N]	síla pasivních odporů připadající na nebrzděná kola



$$T' = T \cdot \left(1 - \frac{1}{i_H}\right) \quad (23)$$

$$T' = 4\,762 \cdot \left(1 - \frac{1}{2}\right) = 2\,381$$

$$T' = 2\,381 \text{ N}$$

**Maximální doba brzdění** dle [1] str. 141:

$$t_{b \max} = \alpha' \cdot \frac{(m_G + m_Q) \cdot v_p}{T} \quad (24)$$

$$t_{b \max} = 1,2 \cdot \frac{(25\,000 + 7\,500) \cdot 0,333}{4\,762} = 2,727$$

$$t_{b \max} = 2,73 \text{ s}$$

**Volím dobu brzdění  $t_b = 1,25 \text{ s}$ .**

**Setrvačná síla posuvných hmot při brzdění:**

$$F_{sPb} = (m_Q + m_G) \cdot \frac{v_p}{t_b} \quad (25)$$

$$F_{sPb} = (25\,000 + 7\,500) \cdot \frac{0,333}{1,25} = 8\,666,666$$

$$F_{sPb} = 8\,667 \text{ N}$$

**Celkový brzdňý moment** z rovnice (21):

$$M_b = (F_{sPb} \pm F_v - T) \cdot \frac{R \cdot \eta_c}{i} + \alpha' \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_n}{t_b}$$

$$M_b = (8\,667 \pm 0 - 4\,762) \cdot \frac{0,2 \cdot 0,95}{58,32} + 1,2 \cdot 73,8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 15,833}{1,25} = 13,426$$

$$M_b = 13,43 \text{ Nm}$$

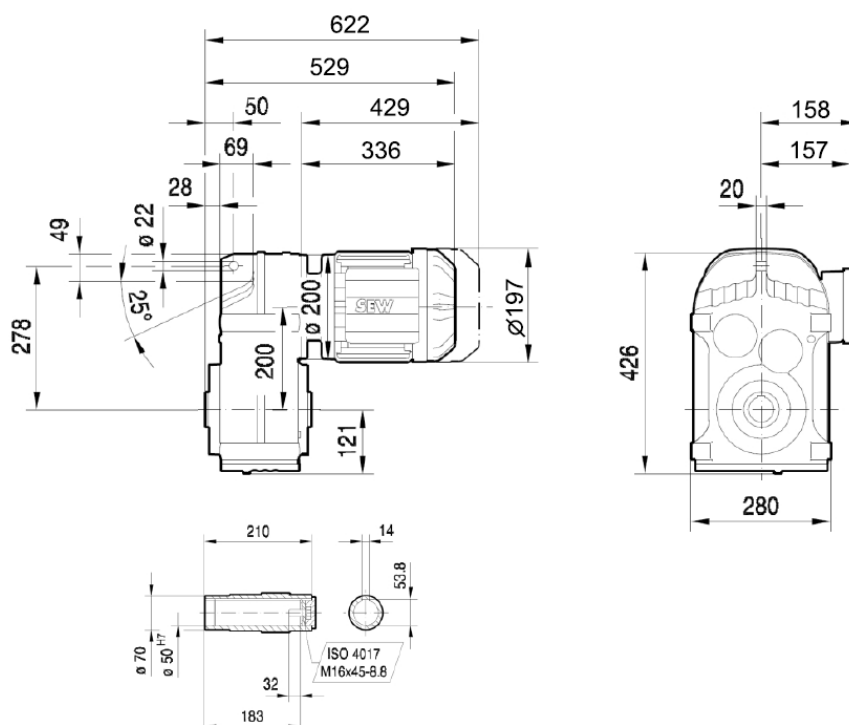
Součástí obou motorů budou elektromagnetické kotoučové brzdy BE2, každá s brzdňým momentem o velikosti 10Nm.



V tab. 1 jsou shrnuty základní parametry čelního převodového motoru a na obr. 5 jsou hlavní rozměry motoru s převodovkou.

Tab. 1 Parametry SEW FA77 DRP 100L 6 BE2

<b>Motor DRP 100L 6</b>	
počet pólů	6
jmenovité otáčky motoru	$15,833 \cdot s^{-1}$
jmenovitý výkon	1,1 kW
jmenovitý krouticí moment	11,1 Nm
hmotnost	29 kg
<b>Převodovka FA77</b>	
převodový poměr	58,32
výstupní otáčky	$0,266 \cdot s^{-1}$
průměr výstupního náboje	50 mm
hmotnost	48,7 kg
<b>Brzda BE2</b>	
brzdňý moment	10 Nm
hmotnost	5,9 kg
<b>Celková hmotnost</b>	<b>83,6 kg</b>



Obr. 5 Rozměry motoru s převodovkou [14]





### 4.3 HNACÍ HŘÍDEL

Hnací hřídel je namáhána kombinací ohybového a kroutícího momentu. Vzhledem k cyklickému namáhání je nutné hřídel nadimenzovat jak z hlediska statické pevnosti, tak i dynamické pevnosti.

**Mechanické charakteristiky materiálu E355 (11 600) dle [3] str. 203:**

Pevnost v tahu:	$R_m = 600 \text{ MPa}$
Mez kluzu v tahu:	$R_e = 330 \text{ MPa}$
Mez kluzu ve smyku:	$R_{es} = 210 \text{ MPa}$
Mez únavy v ohybu:	$\sigma_{Co} = 280 \text{ MPa}$
Mez únavy v krutu:	$\tau_{Ck} = 170 \text{ MPa}$

**Celkový součinitel bezpečnosti dle [6] str. 40:**

$$k_c = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (26)$$

$$k_c = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 1,716$$

$$k_c = 1,72$$

kde: $k_1$	[1]	součinitel bezpečnosti pracovních podmínek, dle [6] str. 40 - $k_1 = 1,2$
$k_2$	[1]	součinitel bezpečnosti podle druhu provozu, dle [6] str. 40 - $k_2 = 1,1$
$k_3$	[1]	součinitel spolehlivosti materiálu, dle [6] str. 40 - $k_3 = 1,3$

#### 4.3.1 ROZBOR ZATÍŽENÍ HŘÍDELE

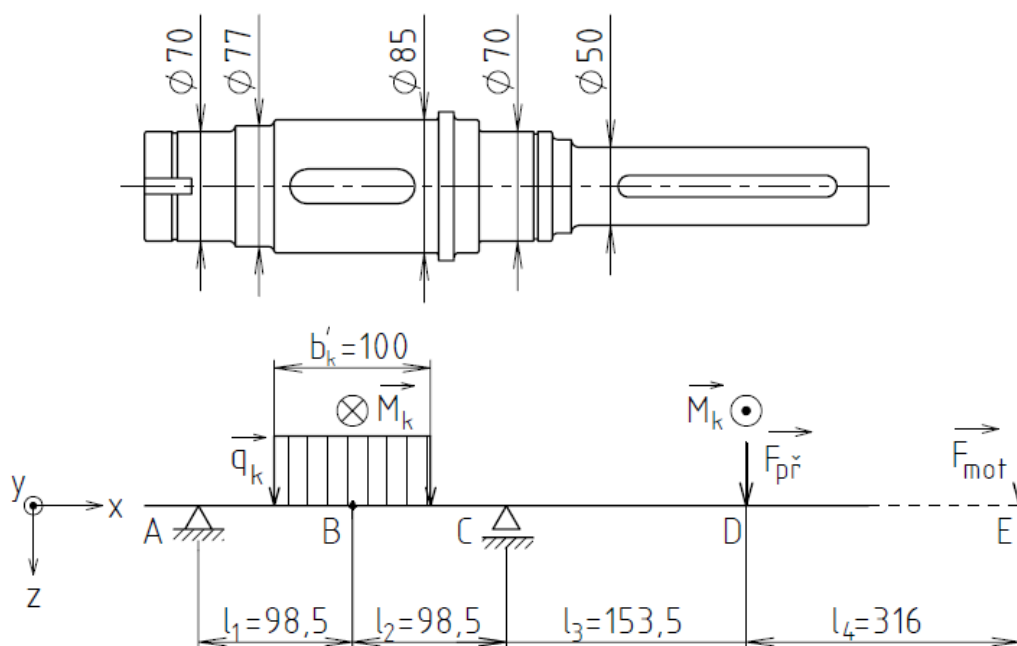
Působíště jednotlivých zatížení a vazby v místě ložisek hnacího hřídele jsou schematicky znázorněny na obr. 6.

$$\text{liniové zatížení od kola: } q_k = \frac{F_{k \text{ stat}}}{b'_k}, \left( q_k = \frac{F_{ekv}}{b'_k} \right) \quad (27)$$

$$\text{kroutící moment: } M_k = M_{roz b} \cdot i \quad (28)$$

$$\text{zatížení od převodovky: } F_{př} = m_p \cdot g \quad (29)$$

$$\text{zatížení od motoru: } F_{mot} = m_M \cdot g \quad (30)$$



Obr. 6 Zatížení hnací hřídele

Podmínky statické rovnováhy pro soustavu rovnoběžných sil v rovině:

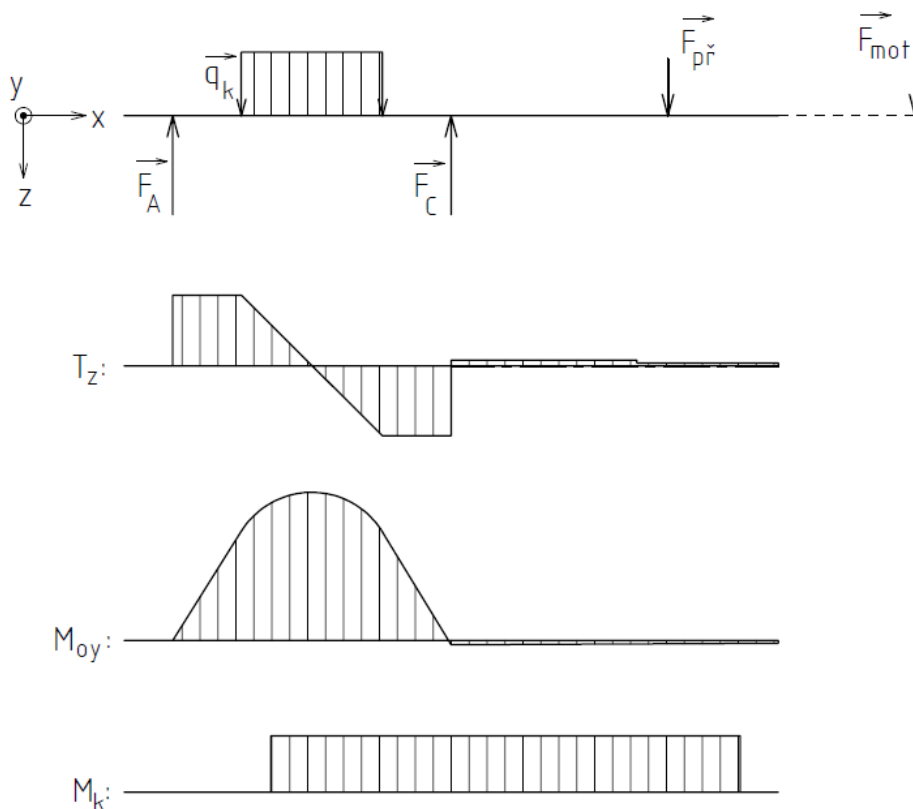
$$1) \quad \sum F_z = 0 \quad (31)$$

$$-F_A + q_k \cdot b'_k - F_C + F_{př} + F_{mot} = 0$$

$$2) \quad \sum M_{yA} = 0 \quad (32)$$

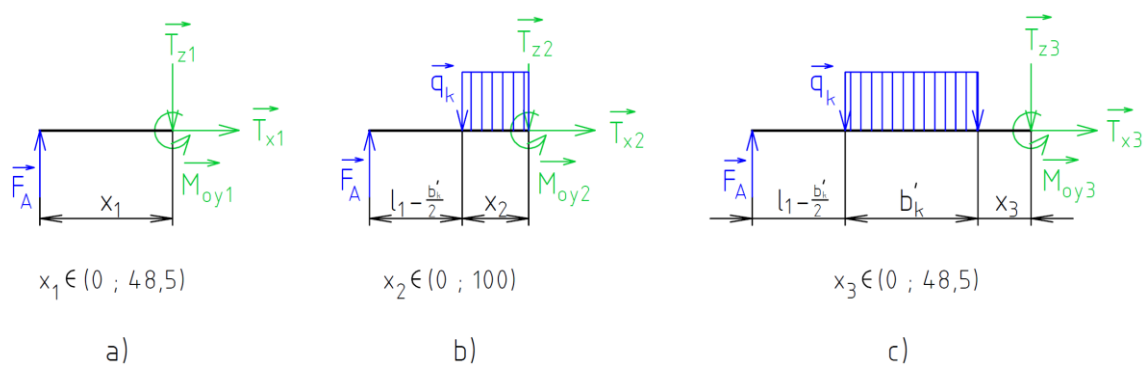
$$-q_k \cdot b'_k \cdot l_1 + F_C \cdot (l_1 + l_2) - F_{př} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{mot} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0$$

Průběh posouvajících sil, ohybového momentu a kroutícího momentu na hřídeli je vykreslen na obr. 7.



Obr. 7 Průběh VVÚ hnací hřídele

Z hlediska statického i dynamického namáhání na základě charakteru průběhu VVÚ má význam kontrolovat hřídel mezi ložisky A a C, kde je ohybový moment mnohonásobně větší než ve zbylé části.



Obr. 8 Statická rovnováha a) v řezu 1, b) v řezu 2, c) v řezu 3



Ohybové momenty v jednotlivých částech hřídele dle obr. 8:

$$M_{oy1} = F_A \cdot x_1 \quad (33)$$

$$M_{oy2} = F_A \cdot \left( l_1 - \frac{b'_k}{2} + x_2 \right) - q_k \cdot \frac{x_2^2}{2} \quad (34)$$

$$M_{oy3} = F_A \cdot \left( l_1 + \frac{b'_k}{2} + x_3 \right) - q_k \cdot b'_k \cdot \left( \frac{b'_k}{2} + x_3 \right) \quad (35)$$

#### 4.3.2 STATICKÉ NAMÁHÁNÍ

Při kontrole statické pevnosti hřídele je uvažováno se zatížením kočky při zkoušce stability, pojezdové kolo je namáháno silou ze vzorce (4). V tomto případě je hřídel namáhána ohybovým momentem, kroutící moment je nulový (kočka se nepohybuje).

**Velikosti zatížení** působících na hřídeli z rovnic (27), (29) a (30):

liniové zatížení od kola:	$q_k = 1\,870 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$
zatížení od převodovky:	$F_{př} = 478 \text{ N}$
zatížení od motoru:	$F_{mot} = 342 \text{ N}$

Úpravou rovnic (31) a (32) získáme velikosti reakčních sil v místě ložisek.

**Reakce v místě C:**

$$F_C = \frac{q_k \cdot b'_k \cdot l_1 + F_{př} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{mot} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{(l_1 + l_2)} \quad (36)$$

$$F_C = \frac{1\,870 \cdot 100 \cdot 98,5 + 478 \cdot (98,5 + 98,5 + 153,5) + 342 \cdot (98,5 + 98,5 + 153,5 + 316)}{(98,5 + 98,5)}$$

$$F_C = 95\,510 \text{ N}$$

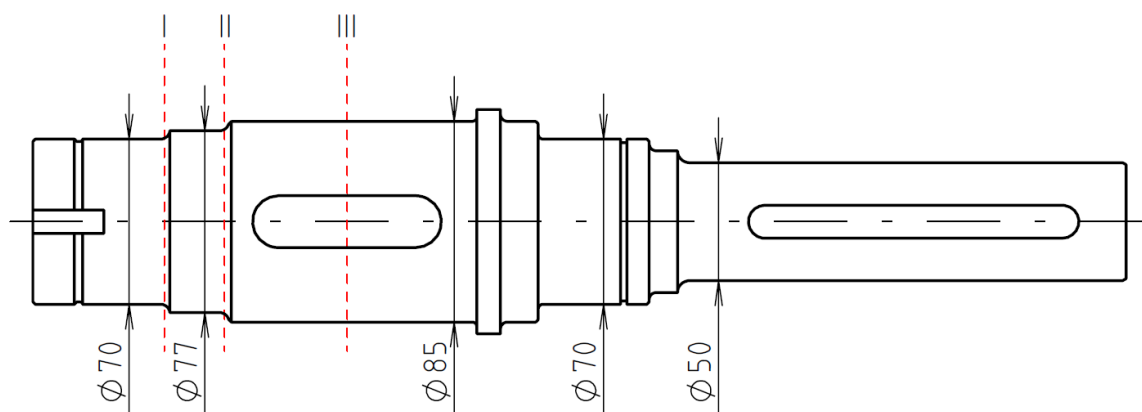
**Reakce v místě A:**

$$F_A = q_k \cdot b'_k - F_C + F_{př} + F_{mot} \quad (37)$$

$$F_A = 1\,870 \cdot 100 - 95\,510 + 478 + 342$$

$$F_A = 92\,313 \text{ N}$$

Potenciálně nebezpečné průřezy hřídele, kde působí největší napětí, jsou v místech I, II a III na obr. 9. Zde bude provedena kontrola vzhledem k meznímu stavu pevnosti.



Obr. 9 Nebezpečné průřezy hřídele při statickém namáhání

## NAPĚTÍ V JEDNOTLIVÝCH PRŮŘEZECH

### PRŮŘEZ I

$$d = 70 \text{ mm}$$

$$x_I = 23,5 \text{ mm, obr. 8a)}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{oI} = \frac{32 \cdot M_{oy1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot F_A \cdot x_1}{\pi \cdot d^3} \quad (38)$$

$$\sigma_{oI} = \frac{32 \cdot 92\,313 \cdot 23,5}{\pi \cdot 70^3} = 64,422$$

$$\sigma_{oI} = 64,42 \text{ MPa}$$

### PRŮŘEZ II

$$d = 77 \text{ mm}$$

$$x_I = 48,5 \text{ mm, obr. 8a)}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{oII} = \frac{32 \cdot M_{oy1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot F_A \cdot x_1}{\pi \cdot d^3} \quad (39)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{32 \cdot 92\,313 \cdot 48,5}{\pi \cdot 77^3} = 99,892$$

$$\sigma_{oII} = 99,89 \text{ MPa}$$

**PRŮŘEZ III**

$$d = 85 \text{ mm}$$

$$x_2 = 50 \text{ mm, obr. 8b)}$$

**Napětí v ohybu:**

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oy2}}{W_o} = \frac{F_A \cdot \left( l_1 - \frac{b'_k}{2} + x_2 \right) - q_k \cdot \frac{x_2^2}{2}}{W_o} \quad (40)$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{92\,313 \cdot \left( 98,5 - \frac{100}{2} + 50 \right) - 1\,870 \cdot \frac{50^2}{2}}{54\,790} = 123,294$$

$$\sigma_{oIII} = 123,29 \text{ MPa}$$

kde:  $W_o$  [mm<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu s drážkou pro pero, dle [3] str. 207  
 $W_o = 54\,790 \text{ mm}^3$

Největší napětí na hřídeli při statickém zatěžování je v místě maximálního ohybového momentu, tedy v průřezu III.

**BEZPEČNOST PROTI TRVALÝM DEFORMACÍM V PRŮŘEZU III:**

$$k_{sIII} = \frac{R_e}{\sigma_{oIII}} \quad (41)$$

$$k_{sIII} = \frac{330}{123,29} = 2,676$$

$$k_{sIII} = 2,68$$

Statická bezpečnost hnací hřídele je vyhovující.

**4.3.3 DYNAMICKÉ NAMÁHÁNÍ**

V tomto případě bude uvažováno s liniovým zatížením hřídele od pojezdového kola, na které působí ekvivalentní síla ze vzorce (3). Navíc bude hřídel namáhána kroutícím momentem z převodovky. Zatížení od ohybu bude mít střídavý cyklus, v případě krutu bude cyklus míjivý. Ostatní síly zůstávají stejné jako při statickém namáhání.

**Velikosti zatížení** působících na hřídeli ze vzorců (27), (28), (29) a (30):

liniové zatížení od kola:	$q_k = 1\,101 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$
kroutící moment na hřídeli:	$M_k = 966\,946 \text{ N} \cdot \text{mm}$
zatížení od převodovky:	$F_{př} = 478 \text{ N}$
zatížení od motoru:	$F_{mot} = 342 \text{ N}$



**Velikosti reakčních sil** v místě ložisek po přepočítání rovnic (36) a (37):

$$F_A = 53\,870 \text{ N}$$

$$F_C = 57\,067 \text{ N}$$

Kontrola hřídele na dynamickou pevnost se provede dle [3] str. 210.

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_{dyn} = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (42)$$

kde:  $k_\sigma$  [1] dynamická bezpečnost v ohybu  
 $k_\tau$  [1] dynamická bezpečnost v krutu

Dynamická bezpečnost v ohybu dle [3] str. 207:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_\sigma}{v_\sigma \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (43)$$

kde:  $\beta_\sigma$  [1] součinitel vrubu pro ohyb, dle [3] str. 208  
 $v_\sigma$  [1] součinitel velikosti součásti pro ohyb, dle [3] str. 210  
 $\varepsilon_p$  [1] součinitel vlivu jakosti povrchu na mez únavy, dle [3] str. 210 -  $\varepsilon_p = 0,89$   
 $\sigma_a$  [MPa] amplituda napětí v ohybu, pro střídavý ohyb  $\sigma_a = \sigma_o$   
 $\psi_\sigma$  [1] součinitel citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu pro ohyb, dle [3] str. 210 -  $\psi_\sigma = 0,04$   
 $\sigma_m$  [MPa] střední napětí v ohybu, pro střídavý ohyb  $\sigma_m = 0$

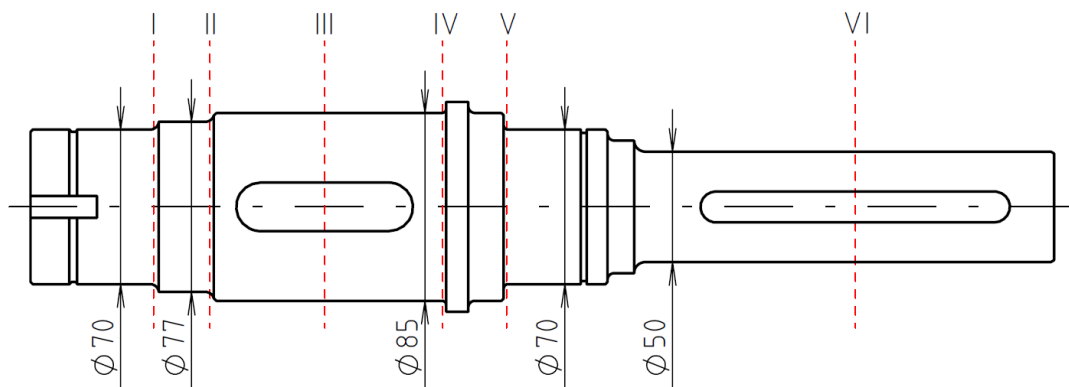
Dynamická bezpečnost v krutu dle [3] str. 207:

$$k_\tau = \frac{\tau_{Ck}}{\frac{\beta_\tau}{v_\tau \cdot \varepsilon_p} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (44)$$

kde:  $\beta_\tau$  [1] součinitel vrubu pro krut, dle [3] str. 208  
 $v_\tau$  [1] součinitel velikosti součásti pro krut, dle [3] str. 210  
 $\tau_a$  [MPa] amplituda napětí v krutu, pro míjivý krut  $\tau_a = \tau_k/2$   
 $\psi_\tau$  [1] součinitel citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu pro krut, dle [3] str. 210 -  $\psi_\tau = 0,02$   
 $\tau_m$  [MPa] střední napětí v ohybu, pro míjivý krut  $\tau_m = \tau_k/2$



Nebezpečná místa na hřídeli jsou všechny průřezy s koncentratory napětí, při míjivém krutu se navíc kontroluje bezpečnost proti plastickým deformacím. Průřezy na hřídeli, které je nutné zkontrolovat, jsou označeny I - VI na obr. 10.



Obr. 10 Nebezpečné průřezy hřídele při dynamickém namáhání

## NAPĚTÍ A BEZPEČNOST V JEDNOTLIVÝCH PRŮŘEZECH

### PRŮŘEZ I

průměr hřídele  $d = 70 \text{ mm}$   
 vzdálenost průřezu  $x_I = 23,5 \text{ mm}$ , obr. 8a)  
 vrubový součinitel  $\beta_\sigma = 1,62$  (pro  $D/d = 77/70$  a  $r/d = 4/70$ )  
 součinitel velikosti  $v_\sigma = 0,78$

### Amplituda napětí v ohybu:

$$\sigma_{al} = \frac{32 \cdot M_{oy1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot F_A \cdot x_1}{\pi \cdot d^3} \quad (45)$$

$$\sigma_{al} = \frac{32 \cdot 53\,870 \cdot 23,5}{\pi \cdot 70^3} = 37,594$$

$$\sigma_{al} = 37,59 \text{ MPa}$$

Kroutící moment v průřezu I na hřídeli nepůsobí.





**Dynamická bezpečnost v ohybu z rovnice (43):**

$$k_{\sigma I} = \frac{280}{\frac{1,62}{0,78 \cdot 0,89} \cdot 37,59 + 0,04 \cdot 0} = 3,192$$

$$k_{\sigma I} = 3,19$$

## PRŮŘEZ II

průměr hřídele  $d = 77 \text{ mm}$   
 vzdálenost průřezu  $x_I = 48,5 \text{ mm}$ , obr. 8a)  
 vrubový součinitel  $\beta_\sigma = 1,65$  (pro  $D/d = 85/77$  a  $r/d = 4/77$ )  
 součinitel velikosti  $v_\sigma = 0,77$

**Amplituda napětí v ohybu:**

$$\sigma_{\text{all}} = \frac{32 \cdot M_{\text{oy1}}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot F_A \cdot x_1}{\pi \cdot d^3} \quad (46)$$

$$\sigma_{\text{all}} = \frac{32 \cdot 53\,870 \cdot 48,5}{\pi \cdot 77^3} = 58,293$$

$$\sigma_{\text{all}} = 58,29 \text{ MPa}$$

Kroutící moment v průřezu II na hřídeli nepůsobí.

**Dynamická bezpečnost v ohybu z rovnice (43):**

$$k_{\sigma II} = \frac{280}{\frac{1,65}{0,77 \cdot 0,89} \cdot 58,29 + 0,04 \cdot 0} = 1,994$$

$$k_{\sigma II} = 1,99$$

## PRŮŘEZ III

průměr hřídele  $d = 85 \text{ mm}$   
 vzdálenost průřezu  $x_2 = 50 \text{ mm}$ , obr. 8b)  
 vrubový součinitel  $\beta_\sigma = 1,64$ ;  $\beta_\tau = 1,37$  (pro drážku vyrobenou čepovou frézou)  
 součinitel velikosti  $v_\sigma = 0,75$ ;  $v_\tau = 0,73$

**Amplituda napětí v ohybu:**

$$\sigma_{aIII} = \frac{M_{oy2}}{W_o} = \frac{F_A \cdot \left( l_1 - \frac{b'_k}{2} + x_2 \right) - q_k \cdot \frac{x_2^2}{2}}{W_o} \quad (47)$$

$$\sigma_{aIII} = \frac{53\,870 \cdot \left( 98,5 - \frac{100}{2} + 50 \right) - 1\,101 \cdot \frac{50^2}{2}}{54\,790} = 71,724$$

$$\sigma_{aIII} = 71,72 \text{ MPa}$$

kde:  $W_o$  [mm<sup>3</sup>] dle [3] str. 207 -  $W_o = 54\,790 \text{ mm}^3$

**Dynamická bezpečnost v ohybu z rovnice (43):**

$$k_{\sigma III} = \frac{280}{\frac{1,64}{0,75 \cdot 0,89} \cdot 71,72 + 0,04 \cdot 0} = 1,589$$

$$k_{\sigma III} = 1,59$$

**Amplituda a střední napětí v krutu:**

$$\tau_{aIII} = \tau_{mIII} = \frac{\tau_{kIII}}{2} = \frac{M_k}{W_k} \quad (48)$$

$$\tau_{aIII} = \tau_{mIII} = \frac{\tau_{kIII}}{2} = \frac{966\,946}{2 \cdot 115\,090} = 4,208$$

$$\tau_{aIII} = \tau_{mIII} = 4,21 \text{ MPa}$$

kde:  $W_k$  [mm<sup>3</sup>] modul průřezu v krutu s drážkou pro pero,  
dle [3] str. 207 -  $W_k = 115\,090 \text{ mm}^3$

**Dynamická bezpečnost v krutu z rovnice (44):**

$$k_{\tau III} = \frac{170}{\frac{1,37}{0,73 \cdot 0,89} \cdot 4,21 + 0,02 \cdot 4,21} = 19,011$$

$$k_{\tau III} = 19,01$$



**Výsledná dynamická bezpečnost z rovnice (42):**

$$k_{dyn III} = \frac{1,59 \cdot 19,01}{\sqrt{1,59^2 + 19,01^2}} = 1,584$$

$$k_{dyn III} = 1,58$$

#### PRŮŘEZ IV

průměr hřídele  $d = 85 \text{ mm}$   
 vzdálenost průřezu  $x_3 = 5 \text{ mm}$ , obr. 8c)  
 vrubový součinitel  $\beta_\sigma = 1,89$ ;  $\beta_\tau = 1,37$  (pro  $D/d = 95/85$  a  $r/d = 2/85$ )  
 součinitel velikosti  $v_\sigma = 0,75$ ;  $v_\tau = 0,73$

**Amplituda napětí v ohybu:**

$$\sigma_{aIV} = \frac{32 \cdot M_{oy3}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot \left[ F_A \cdot \left( l_1 + \frac{b'_k}{2} + x_3 \right) - q_k \cdot b'_k \cdot \left( \frac{b'_k}{2} + x_3 \right) \right]}{\pi \cdot d^3} \quad (49)$$

$$\sigma_{aIV} = \frac{32 \cdot \left[ 53\,870 \cdot \left( 98,5 + \frac{100}{2} + 5 \right) - 1\,101 \cdot 100 \cdot \left( \frac{100}{2} + 5 \right) \right]}{\pi \cdot 85^3} = 36,699$$

$$\sigma_{aIV} = 36,70 \text{ MPa}$$

**Dynamická bezpečnost v ohybu z rovnice (43):**

$$k_{\sigma IV} = \frac{280}{\frac{1,89}{0,75 \cdot 0,89} \cdot 36,7 + 0,04 \cdot 0} = 2,694$$

$$k_{\sigma IV} = 2,69$$

**Amplituda a střední napětí v krutu:**

$$\tau_{aIV} = \tau_{mIV} = \frac{\tau_{kIV}}{2} = \frac{16 \cdot M_k}{2 \cdot \pi \cdot d^3} \quad (50)$$

$$\tau_{aIV} = \tau_{mIV} = \frac{\tau_{kIV}}{2} = \frac{16 \cdot 966\,946}{2 \cdot \pi \cdot 85^3} = 4,009$$

$$\tau_{aIV} = \tau_{mIV} = 4,01 \text{ MPa}$$



**Dynamická bezpečnost v krutu z rovnice (44):**

$$k_{\tau IV} = \frac{170}{\frac{1,37}{0,73 \cdot 0,89} \cdot 4,01 + 0,02 \cdot 4,01} = 19,918$$

$$k_{\tau IV} = 19,92$$

**Výsledná dynamická bezpečnost z rovnice (42):**

$$k_{dyn IV} = \frac{2,69 \cdot 19,92}{\sqrt{2,69^2 + 19,92^2}} = 2,670$$

$$k_{dyn IV} = 2,67$$

## PRŮŘEZ V

průměr hřídele	$d = 70 \text{ mm}$
vzdálenost průřezu	$x_3 = 31 \text{ mm}$ , obr. 8c)
vrubový součinitel	$\beta_\sigma = 2,12$ ; $\beta_\tau = 1,54$ (pro $D/d = 85/70$ a $r/d = 2/70$ )
součinitel velikosti	$v_\sigma = 0,78$ ; $v_\tau = 0,74$

**Amplituda napětí v ohybu:**

$$\sigma_{aV} = \frac{32 \cdot M_{oy3}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot \left[ F_A \cdot \left( l_1 + \frac{b'_k}{2} + x_3 \right) - q_k \cdot b'_k \cdot \left( \frac{b'_k}{2} + x_3 \right) \right]}{\pi \cdot d^3} \quad (51)$$

$$\sigma_{aV} = \frac{32 \cdot \left[ 53\,870 \cdot \left( 98,5 + \frac{100}{2} + 31 \right) - 1\,101 \cdot 100 \cdot \left( \frac{100}{2} + 31 \right) \right]}{\pi \cdot 70^3} = 22,279$$

$$\sigma_{aV} = 22,28 \text{ MPa}$$

**Dynamická bezpečnost v ohybu z rovnice (43):**

$$k_{\sigma V} = \frac{280}{\frac{2,12}{0,78 \cdot 0,89} \cdot 22,28 + 0,04 \cdot 0} = 4,115$$

$$k_{\sigma V} = 4,12$$



**Amplituda a střední napětí v krutu:**

$$\tau_{aV} = \tau_{mV} = \frac{\tau_{kV}}{2} = \frac{16 \cdot M_k}{2 \cdot \pi \cdot d^3} \quad (52)$$

$$\tau_{aV} = \tau_{mV} = \frac{\tau_{kV}}{2} = \frac{16 \cdot 966\,946}{2 \cdot \pi \cdot 70^3} = 7,178$$

$$\tau_{aV} = \tau_{mV} = 7,18 \text{ MPa}$$

**Dynamická bezpečnost v krutu** z rovnice (44):

$$k_{\tau V} = \frac{170}{\frac{1,54}{0,75 \cdot 0,89} \cdot 7,18 + 0,02 \cdot 7,18} = 10,041$$

$$k_{\tau V} = 10,04$$

**Výsledná dynamická bezpečnost** z rovnice (42):

$$k_{dyn V} = \frac{4,12 \cdot 10,04}{\sqrt{4,12^2 + 10,04^2}} = 3,807$$

$$k_{dyn V} = 3,81$$

## PRŮŘEZ VI

**Napětí v krutu:**

$$\tau_{kVI} = \frac{M_k}{W_k} \quad (53)$$

$$\tau_{kVI} = \frac{966\,946}{23\,200} = 41,678$$

$$\tau_{kVI} = 41,68 \text{ MPa}$$

kde:  $W_k$  [mm<sup>3</sup>] dle [3] str. 207 -  $W_k = 23\,200 \text{ mm}^3$



### Bezpečnost proti plastickým deformacím:

$$k'_{\tau VI} = \frac{R_{es}}{\tau_k} \quad (54)$$

$$k'_{\tau VI} = \frac{210}{41,68} = 5,038$$

$$k'_{\tau VI} = 5,04$$

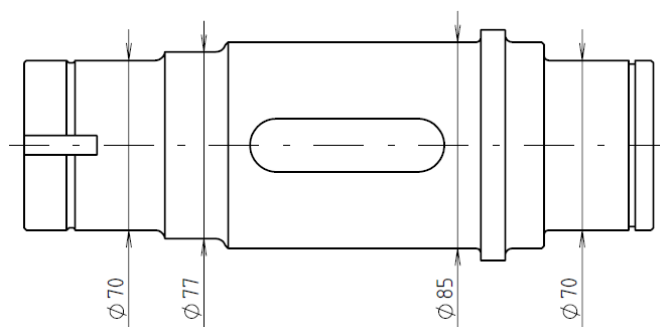
Tab. 2 Bezpečnost jednotlivých průřezů hřídele

Namáhání	I	II	III	IV	V	VI
statické	-	-	2,68	-	-	-
dynamické	3,19	1,99	<b>1,58</b>	2,67	3,81	5,04

Nejvíce namáhaný průřez na hnací hřídeli je v místě maximálního ohybového momentu (průřez III), kde dynamická bezpečnost vyšla  $k_{dyn} = 1,58$ . Přestože je tato hodnota nižší než požadovaná bezpečnost ( $k_c = 1,72$ ), rozdíl není až tak velký a výslednou hodnotu lze považovat za dostatečnou. Pro zpřesnění výpočtu výsledné dynamické bezpečnosti v tomto průřezu by bylo potřeba znát provozní cykly jeřábové kočky, ze kterých by bylo možné určit přesnější namáhání hřídele. Následně by se v případě nutnosti změnil v tomto místě průměr hřídele.

## 4.4 OSA HNANÉHO KOLA

Jediným rozdílem mezi osou a hnací hřídelí je ten, že osa nemá válcový čep pro nasazení převodovky, jinak všechny ostatní rozměry jsou totožné. Materiál polotovaru je rovněž shodný. Stejně tak zatížení od kola se předpokládá stejné, síly v reakcích v místě uložení budou podobné, osa pouze nebude namáhána krutem. Z toho důvodu lze usoudit, že rozměry navržené pro hřídel budou vyhovující i pro osu a proto nebude proveden kontrolní výpočet v jednotlivých průřezích. Na obr. 11 je podoba osy hnaného kola.



Obr. 11 Osa hnaného kola

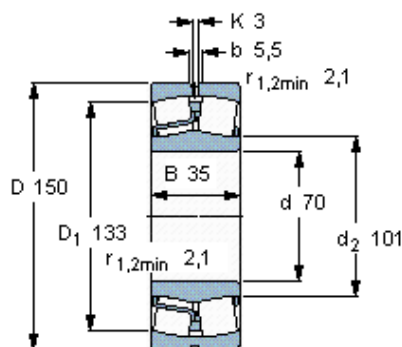


## 4.5 NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK

Hnací hřídel i osa hnaného kola budou uloženy ve stejném typu ložisek od firmy SKF, konkrétně se jedná o dvouřadé soudečkové ložisko s označením 21314 E. Jeho rozměry jsou na obr. 12, základní hodnoty únosnosti jsou tyto:

dynamická únosnost:  $C = 285\,000\text{ N}$

statická únosnost:  $C_0 = 325\,000\text{ N}$



Obr. 12 Rozměry soudečkového ložiska 21314 E [15]

### 4.5.1 DYNAMICKÁ ÚNOSNOST LOŽISKA

Kontrola ložiska bude provedena na základní výpočtovou trvanlivost vyjádřenou v počtu provozních hodin, která by měla být vyšší, než je normou (ČSN ISO 4301/1) stanovená celková doba využívání ( $T_4 = 3\,200$  hod). Nejvíce namáhané ložisko je na hnací hřídeli v místě A (obr. 6), na které působí jak radiální, tak axiální síla. Dle [1] str.108 se při výpočtu ložisek doporučuje počítat s ekvivalentním tlakem na kolo vycházejícího z druhu provozu a proměnlivosti zatěžování.

**Ekvivalentní tlak na kolo:**

$$K_e = \gamma \cdot k_x \cdot F_{ekv} \quad (55)$$

$$K_e = 0,87 \cdot 1,2 \cdot 110\,117 = 114\,962,148$$

$$K_e = 114\,962\text{ N}$$

kde:  $\gamma$  [1] součinitel závislý na proměnlivosti zatížení, dle [1] str.108,  $\gamma = 0,87$   
 $k_x$  [1] součinitel podle druhu provozu, dle [1] str.108,  $k_x = 1,2$

### Radiální síla v ložisku

Po přepočítání reakcí na hřídeli v místě uložení podle rovnic (36) a (37) vyjde radiální síla:

$$F_{RAD} = 56\,293\text{ N}$$



**Axiální síla v ložisku** dle [6] str.190

$$F_{AX} = 0,1 \cdot F_{ekv} \quad (56)$$

$$F_{AX} = 0,1 \cdot 110\,117 = 11\,011,7$$

$$F_{AX} = 11\,012 \text{ N}$$

Výpočet trvanlivosti zvoleného ložiska byl proveden pomocí SKF kalkulátoru [15], výsledné hodnoty jsou následující:

**Základní trvanlivost ložiska**

$$L_{10h} = 49\,855 \text{ hod}$$

**Trvanlivost ložiska podle klasifikace SKF**

$$L_{10h} = 13\,659 \text{ hod}$$

**Podmínka dostatečné trvanlivosti**

$$L_{10h} > T_4 \quad (57)$$

$$13\,659 \text{ hod} > 3\,200 \text{ hod}$$

Ložisko je z hlediska jeho trvanlivosti dostačující.

#### 4.5.2 STATICKÁ ÚNOSNOST LOŽISKA

Při kontrole statické únosnosti ložiska bude uvažováno se zatížením kola při statické zkoušce jeřábu. V tomto případě bude nejvíce zatížené ložisko na hnací hřídeli v místě C (obr. 6).

**Radiální zatížení ložiska:**

$$F_{RAD} = F_C = 105\,626 \text{ N}$$

**Podmínka statické únosnosti ložiska** dle [6] str. 144

$$C_0 \geq s \cdot F_{RAD} \quad (58)$$

$$325\,000 \geq 1,1 \cdot 105\,626$$

$$325\,000 \text{ N} \geq 116\,189 \text{ N}$$





kde:  $s$  [1] součinitel statické únosnosti ložiska, dle [6], str.144,  $s = 1,1$

Podmínka statické únosnosti splněna.

Vybrané ložisko SKF 21314 E vyhovuje uvažovaným zatížením a to jak z hlediska statické, tak i dynamické únosnosti.

## 4.6 KONTROLA TĚSNÉHO PERA

Spojení pomocí těsného pera je na hnací hřídeli využito k přenosu kroutícího momentu z převodovky na hřídel a z hřídele na pojezdové kolo. U hnaného kola je tímto způsobem zajištěno spojení osy s kolem.

Kontrola pera na otlačení:

$$p_D \geq \frac{F}{S_{otl}} = \frac{2 \cdot M_{roz b} \cdot i}{d \cdot t_1 \cdot (l - b)} \quad (59)$$

kde:  $p_D$  [MPa] mezní tlak pera, dle [5] str. 54 -  $p_D = 90$  MPa  
 $F$  [N] síla od kroutícího momentu působící na hřídeli  
 $S_{otl}$  [mm<sup>2</sup>] otlačovaná plocha pera v náboji  
 $d$  [mm] průměr hřídele v místě pera  
 $t_1$  [mm] hloubka drážky pro pero v náboji  
 $l$  [mm] délka pera  
 $b$  [mm] šířka pera

### 4.6.1 PERO PŘEVODOVKY

Vstupní rozměry pro výpočet pera převodovky:

$d = 50$  mm (průměr náboje převodovky)  
 $b = 14$  mm  
 $t_1 = 3,5$  mm

Úpravou vzorce (59) a dosazením známých hodnot dostaneme minimální potřebnou délku pera.

**Minimální délka pera převodovky:**

$$l \geq \frac{2 \cdot M_{roz b} \cdot i}{d \cdot t_1 \cdot p_D} + b \quad (60)$$

$$l \geq \frac{2 \cdot 16\,580 \cdot 58,32}{50 \cdot 3,5 \cdot 90} + 14 = 136,786$$

$$l \geq 137 \text{ mm}$$



Délka pera převodovky volena  $l = 140$  mm, označení ČSN 02 2562 - 14e7 x 9 x 140.

#### 4.6.2 PERO POJEZDOVÉHO KOLA

Vstupní rozměry pro výpočet pera pojezdového kola:

$d = 85$  mm (průměr hřídele v místě kola)

$b = 22$  mm

$t_1 = 5,3$  mm

Dosazením známých hodnot do vzorce (60) dostaneme minimální potřebnou délku pera.

**Minimální délka pera pojezdového kola:**

$$l \geq \frac{2 \cdot M_{rozb} \cdot i}{d \cdot t_1 \cdot p_D} + b \quad (61)$$

$$l \geq \frac{2 \cdot 16\,580 \cdot 58,32}{85 \cdot 5,3 \cdot 90} + 22 = 69,697$$

$$l \geq 70 \text{ mm}$$

Délka pera pojezdová kola volena  $l = 80$  mm, označení ČSN 02 2562 - 22e7 x 14 x 80.



## ZÁVĚR

Vypracování této práce bylo provedeno na základě zvoleného konceptu mechanismu pojezdu v souladu se zadanými parametry. I přes drobné komplikace se podařilo zvolit vhodné komponenty, navrhnout odpovídající součásti a sestavit je do kompaktního celku. Velká část komponent mechanismu pojezdu byla vybrána z normalizovaných dílů nebo z dostupných produktů nabízených na trhu.

Pro pohon jeřábové kočky byly na základě vstupních požadavků vybrány dva ploché převodové motory od společnosti SEW. Jedná se o kombinaci třífázového asynchronního motoru o výkonu 1,1 kW, s čelní plochou převodovkou s dutým výstupním hřídelem a integrovanou elektromagnetickou kotoučovou brzdou. Při kontrole výběru motorů byl ověřen rozběhový moment i adhezni tíha kočky proti proklouznutí kol. Rovněž byl určen potřebný brzdňý moment pro bezpečné zastavení jeřábové kočky.

Při výpočtech pojezdových kol a hnací hřídele bylo uvažováno zjednodušené namáhání z důvodu nedostatku potřebných informací. Pro zpřesnění těchto výpočtů by bylo potřeba znát skutečné provozní podmínky a cykly daného mechanismu vycházející z praxe.

U pojezdových kol byl proveden výpočet jejich maximálního zatížení a dovoleného kontaktního tlaku porovnaný s přípustným tlakem v dotykových plochách. Hnací hřídel byla zkontrolována v nebezpečných průřezech jak z hlediska statického, tak i dynamického namáhání. Na základě těchto výpočtů byly současně odvozeny i rozměry pro osu hnaného kola. U vybraných dvouřadých soudečkových ložisek od společnosti SKF byla ověřena jejich dostatečná trvanlivost. Délky per převodovky i pojezdových kol byly navrženy s ohledem na mezní tlaky.

Konstrukce rámu byla navržena pouze orientačně, bez jakýchkoliv kontrolních výpočtů. Jedná se o počáteční koncepci podoby rámu. V další fázi by tedy bylo potřeba ověřit, zda zvolené rozměry jsou vyhovující, následně je zoptimalizovat, popř. provést potřebné úpravy.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení*. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012, 356 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Vyd 1. Skriptum VUT Brno, 1988, 277 s.
- [3] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Vyd. 1. Ilustrace Jindřich Herbrych. Praha: Scientia, 1994, 241 s. ISBN 80-858-2759-X.
- [4] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Vyd. 1. Ilustrace Jindřich Herbrych. Praha: Scientia, 1995, 291 s. ISBN 80-858-2788-3.
- [5] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [6] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby I. díl. 2. přeprac. vyd.* Praha: SNTL, 1974, 645 s.
- [7] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011, 227 s. ISBN 978-80-7204-751-2.
- [8] ČSN ISO 4301-1. *Jeřáby a zdvihačí zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně*. Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1992.
- [9] ČSN 27 0142. *Jeřáby a zdvihadla - Zkoušení provozovaných jeřábů a zdvihadel*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [10] Demag Cranes & Components spol. s r.o. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://www.demagcranes.cz>
- [11] FERONA, a.s. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33579>
- [12] ITECO, s r.o. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz>
- [13] KRÁLOVO POLE CRANES, a.s. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://www.kpc.cz>
- [14] SEW-EURODRIVE CZ s r.o. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz>
- [15] SKF. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: [www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html](http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html)
- [16] TECHNOR. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://www.technicke-normy-csn.cz>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

B	[mm]	rozvor jeřábové kočky
b	[mm]	šířka pera
b'	[mm]	účinná šířka kolejnice
b' <sub>k</sub>	[mm]	šířka náboje kola zatěžující hřídel
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C <sub>0</sub>	[N]	statická únosnost ložiska
d	[mm]	průměr hřídele
D <sub>k</sub>	[mm]	průměr pojížděcího kola
D <sub>k min</sub>	[mm]	minimální průměr pojížděcího kola
d <sub>p</sub>	[mm]	průměr náboje převodovky
e	[mm]	rameno valivého odporu
f	[1]	součinitel tření
f'	[1]	součinitel kluzného tření
F <sub>A</sub>	[N]	reakce na hřídeli v místě A
F <sub>AX</sub>	[N]	axiální síla v ložisku
F <sub>C</sub>	[N]	reakce na hřídeli v místě C
f <sub>č</sub>	[1]	součinitel čepového tření
F <sub>ekv</sub>	[N]	ekvivalentní zatížení kola
F <sub>k max</sub>	[N]	maximální zatížení kola
F <sub>k min</sub>	[N]	minimální zatížení kola
F <sub>k stat</sub>	[N]	zatížení kola při statické zkoušce
f <sub>L</sub>	[1]	součinitel využití kola
F <sub>mot</sub>	[N]	tíhová síla motoru
f <sub>n</sub>	[1]	součinitel frekvence otáčení
F <sub>př</sub>	[N]	tíhová síla převodovky
F <sub>RAD</sub>	[N]	radiální síla v ložisku
F <sub>sp</sub>	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
F <sub>spb</sub>	[N]	setrvačná síla posuvných hmot při brzdění
F <sub>V</sub>	[N]	síla větru
g	[m·s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
I	[kg·m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
i	[1]	převodový poměr



$i'$	[1]	předběžný celkový převod
$i_H$	[1]	poměr všech pojezdových kol k počtu hnacích kol
$K$	[mm]	rozchod jeřábové kočky
$k$	[1]	součinitel tvrdosti materiálu
$k'_\tau$	[1]	bezpečnost proti plastickým deformacím
$k_1$	[1]	součinitel bezpečnosti pracovních podmínek
$k_2$	[1]	součinitel bezpečnosti podle druhu provozu
$k_3$	[1]	součinitel spolehlivosti materiálu
$k_c$	[1]	celkový součinitel bezpečnosti
$k_{dyn}$	[1]	výsledná dynamická bezpečnost
$K_e$	[N]	ekvivalentní tlak na kolo
$k_s$	[1]	bezpečnost proti trvalým deformacím
$k_x$	[1]	součinitel podle druhu provozu
$k_\sigma, (k_\tau)$	[1]	dynamická bezpečnost v ohybu (v krutu)
$l$	[mm]	délka pera
$l_1, l_2, l_3, l_4$	[mm]	vzdálenosti zatížení na hnací hřídeli
$L_{10h}$	[hod]	trvanlivost ložiska vyjádřená v počtu provozních hodin
$M_b$	[N·m]	brzdňý moment
$m_G$	[kg]	nosnost jeřábové kočky
$m_{G \min}$	[kg]	minimální hmotnost břemena
$M_k$	[N·m]	krouticí moment na hřídeli
$m_M$	[kg]	hmotnost motoru
$M_m$	[N·m]	moment síly hmotnosti zatíženého jeřábu na nakloněné rovině
$M_n$	[N·m]	jmenovitý moment motoru
$M_o$	[N·m]	ohybový moment na hřídeli
$m_P$	[kg]	hmotnost převodovky
$m_Q$	[kg]	hmotnost jeřábové kočky
$M_{rozb}$	[N·m]	rozběhový moment motoru
$M_{sP}$	[N·m]	moment setrvačných sil posuvných hmot
$M_{sp}$	[N·m]	spouštěcí moment motoru
$M_{sR}$	[N·m]	moment setrvačných sil rotujících hmot
$M_T$	[N·m]	moment pasivních odporů
$M_V$	[N·m]	moment od síly větru



$n_c$	[1]	celkový počet pojížděcích kol
$n_k$	[s <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky převodovky
$n_k'$	[s <sup>-1</sup> ]	požadované otáčky pojížděcího kola
$n_n$	[s <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
$P$	[W]	výkon hnacích elektromotorů
$p_D$	[MPa]	mezní tlak pera
$p_{DOV}$	[MPa]	dovolený kontaktní tlak pro přímkový dotyk
$p_{max}$	[MPa]	maximální kontaktní tlak
$P_n$	[W]	jmenovitý výkon motoru
$q_k$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	liniové zatížení od kola
$r_{\check{c}}$	[mm]	poloměr čepu
$R_e$	[MPa]	mez kluzu v tahu
$R_{es}$	[MPa]	mez kluzu ve smyku
$R_k$	[m]	poloměr pojížděcího kola
$R_m$	[MPa]	pevnost v tahu
$s$	[1]	součinitel statické únosnosti ložiska
$\Sigma K_{adh}$	[N]	součet tlaků všech hnacích kol
$T$	[N]	tažná síla motorů
$T'$	[N]	síla pasivních odporů nebrzděných kol
$t_l$	[mm]	hloubka drážky pro pero v náboji
$T4$	[hod]	třída využívání mechanismu
$t_a$	[s]	doba rozběhu
$t_b$	[s]	doba brzdění
$t_{b\ max}$	[s]	maximální doba brzdění
$t_{b\ min}$	[s]	minimální doba brzdění
$v_p$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pojezdu
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v krutu
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$x$	[mm]	vzdálenost průřezu od reakce $F_A$
$\alpha$	[1]	součinitel vyjadřující vliv dalších rotujících hmot kromě motoru
$\alpha'$	[1]	součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot
$\beta_{\sigma}, (\beta_{\tau})$	[1]	součinitel vrubu pro ohyb (pro krut)
$\gamma$	[1]	součinitel závislý na proměnlivosti zatížení



$\delta$	[1]	součinitel kombinace pasivních odporů a tlaku větru
$\varepsilon$	[%]	zatěžovatel motoru
$\varepsilon_p$	[1]	součinitel vlivu jakosti povrchu na mez únavy
$\eta_c$	[1]	celková mechanická účinnost
$\kappa$	[1]	součinitel rozběhového momentu
$\sigma_a, (\tau_a)$	[MPa]	amplituda napětí v ohybu (v krutu)
$\sigma_{Co}$	[MPa]	mez únavy v ohybu
$\sigma_m, (\tau_m)$	[MPa]	střední napětí v ohybu (v krutu)
$\sigma_o$	[MPa]	napětí v ohybu
$\tau_{Ck}$	[MPa]	mez únavy v krutu
$\tau_k$	[MPa]	napětí v krutu
$\nu_\sigma, (\nu_\tau)$	[1]	součinitel velikosti součásti pro ohyb (pro krut)
$\psi_\sigma, (\psi_\tau)$	[1]	součinitel citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu pro ohyb (krut)
$\kappa$	[1]	součinitel zahrnující ostatní jízdní odpory





## SEZNAM PŘÍLOH

### VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

1-3P24-14/00	JEŘÁBOVÁ KOČKA	výkres sestavení
4-3P24-14/00	JEŘÁBOVÁ KOČKA	seznam položek (2 listy)
1-3P24-14/02	POJEZDOVÉ KOLO HNACÍ	výkres sestavení
4-3P24-14/02	POJEZDOVÉ KOLO HNACÍ	seznam položek (2 listy)